

PAT-NO: JP404031653A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04031653 A

TITLE: DIRECT INJECTION TYPE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

PUBN-DATE: February 3, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

IMAMORI, TOSHIICHI

OHASHI, RYOICHI

INABA, HITOSHI

YOSHIKAWA, SHIGERU

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME COUNTRY

YANMAR DIESEL ENGINE CO LTD N/A

APPL-NO: JP02134755

APPL-DATE: May 24, 1990

INT-CL (IPC): F02D043/00, F02B023/06, F02B029/04, F02D041/38, F02M025/07

ABSTRACT:

PURPOSE: To decrease generation amount of NOx by devising the internal combustion engine in the title so that fuel spray collides against a tapered inner peripheral surface in a combustion chamber while injection pressure and injection rate are restrained low at an injection initial period and so that a combustion field is kept at a very high temperature.

CONSTITUTION: A circular inner peripheral surface 7 of a combustion chamber 5 of upper edge open type formed on the upper wall of a piston 1 is formed in a tapered shape so that an upper edge part side is narrowed, and simultaneously, a central projection part 10 of a mushroom shape is formed in the central part of the combustion chamber 5. Additionally, the direction of a virtual central line A of fuel spray P injected from a plural number of injection ports of a top edge nozzle part of a fuel injection valve 3 fixed on a cylinder head 2 is set to be almost in parallel with the upper edge surface of the projection 10 and it is devised so that low pressure fuel spray P collides against the inner peripheral surface 7 at an injection initial stage. Additionally, a high

pressure injection rate control injection system is set to restrain both injection rate and injection pressure low during the injection initial stage near a top dead center. A supercharger thereby cools fuel spray down to 1 - 5°C by an intercooler 27 and a supply air cooling system 30 of a turbine type and thereafter supplies it to a supply air manifold.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報 (A) 平4-31653

⑬ Int.Cl.

F 02 D 43/00
F 02 B 23/06

識別記号

3 0 1 W
A
S

序内整理番号

8109-3G
9039-3G
9039-3G※

⑭ 公開 平成4年(1992)2月3日

審査請求 未請求 請求項の数 3 (全8頁)

⑮ 発明の名称 直接噴射式内燃機関

⑯ 特 願 平2-134755

⑰ 出 願 平2(1990)5月24日

⑱ 発明者 今森 敏一 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマーディーゼル株式会社内

⑲ 発明者 大橋 良一 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマーディーゼル株式会社内

⑳ 発明者 稲葉 均 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマーディーゼル株式会社内

㉑ 出願人 ヤンマーディーゼル株式会社 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号

㉒ 代理人 弁理士 大森 忠孝

最終頁に続く

明細書

1. 発明の名称

直接噴射式内燃機関

2. 特許請求の範囲

(1) 排気タービン過給器及びインタークーラを備え、ピストン上壁に形成した燃焼室に燃料噴射弁から直接燃料を噴射する直接噴射式内燃機関において、

燃料噴射率及び燃料噴射圧を、上死点付近の燃焼初期で抑制し、燃焼中期、後期で増大、高圧化させる高圧噴射率制御噴射系と、

燃焼室の内周面を上端部が狭くなるような環状テーパ面に形成すると共に下端にアール面を形成し、燃焼室の中央部に、上端面が円錐状の上向き突起部を形成して、突起部の周側面に突起部中心側にへこむアール面を形成し、該アール面の下端と内周テーパ面の下端アール面とを平面状の環状底部を介してつないで、火炎膨胀用底部空間部を確保し、噴射初期に上記テーパ内周面に燃料を衝突させるようにし、ピストン下部に従って噴射圧

力の上昇と共に下端空間部に渦流を生じさせるようとした燃焼室と、

前記インタークーラからの給気を再度圧縮するコンプレッサ部、該コンプレッサ部からの給気を再度冷却するアフタークーラ及び該アフタークーラからの給気を膨脹させて給気マニホールドに供給すると共に上記コンプレッサ部を駆動するエアタービン部よりなる給気冷却システムとを、

備えたことを特徴とする直接噴射式内燃機関。

(2) 請求項1記載の直接噴射式内燃機関において、排気タービン過給器に、低圧段過給器及びブレインタークーラを接続して2段過給としたことを特徴とする直接噴射式内燃機関。

(3) 請求項1記載の直接噴射式内燃機関において、排気の一部を給気に再循環するEGR装置を附加したことを特徴とする直接噴射式内燃機関。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、排気タービン過給器及びインタークーラを備え、ピストン上壁に形成された燃焼室に

燃料噴射弁から直接燃料を噴射する直接噴射式内燃機に関する。

(従来の技術)

第11図はこの種内燃機の一般的な全体構造を示しており、機関の両側に給気マニホールド21及び排気マニホールド22を備え、排気マニホールド22に排気ターピン送給機24のターピン部25を接続し、コンプレッサ部26はインタークーラ27を介して給気マニホールド21に接続している。吸気の温度が例えば約20°Cであるとすると、送給機24のコンプレッサ部26で圧縮されることにより約100°Cに上昇し、インタークーラ27で40°C~50°Cに冷却されて給気マニホールド21に供給される。

従来の燃焼室としては、第9図のようなトロイダル型あるいは第10図のような内周テーパー面を有するスキッシュリップ型等があり、これらの燃焼室には燃料の噴霧を抑制する手段は講じられていない。

また従来の燃料制御噴射系は、噴射カム形状の

変更により第12図に示すように噴射圧を高圧化すると、噴射初期から急速に燃料噴射率が上昇するため、燃料弁が閉くと同時に一気に噴射量が増加する。このような状態で燃焼させると、燃料噴射開始後、着火遅れ期間中に多量の燃料が高圧化により致密化され、着火時には多量の空気と混合した燃料が一気に燃焼する。この時の燃焼場は、空気を圧縮しての圧力及び温度が高く、かつ酸素濃度が標準空気と同一のため、火炎温度が非常に高く、NO_xが多く排出する。即ち燃焼初期におけるNO_xの排出量が多くなるという不具合が生じる。

(発明の目的)

本発明の目的は、給気温度の低減、燃料噴射率及び噴射圧の制御並びに燃焼室形状の工夫により、燃焼初期に生成されるNO_xの低減効果向上させ、燃焼中期以降では燃料噴射圧の高圧化及びバックスキッシュの渦流等により混合気形成を良くして、出力性能を向上させると共に、黒煙の発生を減少させることである。

(目的を達成するための技術的手段)

上記目的を達成するために本発明は、

燃料噴射率及び燃料噴射圧を、上死点付近の燃焼初期で抑制し、燃焼中期、後期で増大、高圧化させる燃料制御噴射系と、

燃焼室の内周面を上端部が抉くなるような環状テープ面に形成すると共に下端にアール面を形成し、燃焼室の中央部に、上端面が円錐状の上向き突起部を形成して、突起部の周側面に突起部中心側にへこむアール面を形成し、該アール面の下端と内周テープ面の下端アール面とを平面状の環状底部を介してつないで、火炎膨脹用底部空間部を確保し、噴射初期に上記テープ内周面に燃料を衝突させるようにし、ピストン下降に従って噴射圧力の上昇と共に下端空間部に渦流を生じさせるようにした燃焼室と、

インタークーラからの給気を再度圧縮するコンプレッサ部、該コンプレッサ部からの給気を再度冷却するアフタークーラ及び該アフタークーラからの給気を膨脹させて給気マニホールドに供給する

と共に上記コンプレッサ部を駆動するエターピン部よりなる給気冷却システムとを、

備えたことを特徴としている。

また出力性能を一層向上させるために、排気ターピン送給機に、低圧段送給機及びブレインタークーラを接続して2段送給とする。

またNO_xの低減効果を一層向上させるために、排気の一部を給気に再循環するEGR装置を付加する。

(作用)

エターピン等による給気冷却システムにより、給気温度を0~5°Cに極力低減した状態とし、上死点付近の場の圧力、温度の高い燃焼初期には、低噴射率及び低噴射圧による少量噴射を行なうと共に、噴射される噴霧の一部を内周テープ面に当てて抑制することにより、初期噴霧周りの局部高温火炎温度及び量を抑制する。即ち初期燃焼を抑制し、それによりNO_xの生成を抑える。

ピストンの下降に従い燃料噴射圧を上昇し、火炎はテープ内周面から平面底部へアールを描きな

がら中央突起部側へと流れ、平面底部と突起部のアール面との間に空間内で膨張する。この時燃焼室内へ流れる空気の流れは内周テーパ面と中央突起部の円錐面との作用により噴霧の衝突後の進出方向と燃焼方向に向う。

燃焼中期以降には、高圧噴射により噴射初期の付着したテーパ内周面の燃料を飛散させ、またテーパ内周面の上端部と中央突起部の上端部の間のしづく部分により火炎は急速に膨張して燃焼室の外側へ噴出し、これにより排氣色が改善される。

(実施例)

まず燃焼室の形状を説明すると、第1図は本発明を適用した直接噴射式ディーゼル機関のスキッシュリップ型燃焼室の断面図を示しており、この第1図において、シリンダヘッド2には燃料噴射弁3が少し傾斜した状態で固定されており、燃料噴射弁3の下端ノズル部はシリンダ4の中心線O1から少しずれた位置に位置すると共に、シリンダ4内に上方から凹んでいる。

ピストン1の上壁には、上記燃料噴射弁3のノ

ズル部から少しシリンダ中心側にずれた中心線O2を中心とする円盤形の燃焼室5が上端閉口状に形成されている。燃焼室5の環状の内周面7は上端部側が狭くなるようにテーパー状に形成されており、該テーパー内周面7の下端部分はアール面8を介して燃焼室底壁9につながっている。

燃焼室5の底壁9は平面状に形成されており、燃焼室5の中央部には底壁9部分から上方に突出するきのこ形の中央突起部10が形成されており、該突起部10の上端面10aは燃焼室中心線O2を中心とする緩やかな円錐状に形成されている。中央突起部10の上端面10aはピストン1の上端面よりも少し低い位置に形成されている。中央突起部10の周側面には燃焼室中心側にへこむ凹状のアール面11が形成されており、該アール面11の下端部は滑らかに上記平面状底壁9につながり、両アール面8、11と平面状底壁9とで容積の大きい火炎膨脹用底部空間部5を確保している。

燃料噴射弁3の先端ノズル部には複数の噴口が

形成され、各噴口から噴射される噴霧Pの仮想中心線Aの方向は概ね突起部上端面と平行になるよう設定されており、噴射初期においてテーパー内周面7に低圧力噴霧Pが衝突するようになっている。

次に高圧噴射率制御噴射系について説明すると、噴射カムのカム面の高さ及び形状等の変更により噴射率及び噴射圧は第5図に示すように設定されている。即ち上死点付近の噴射初期の間は噴射率及び噴射圧は共に低く抑えられている。

噴射中期で噴射率及び噴射圧は増加し、噴射後期においては高圧の噴射圧になると共に噴射率も最大になる。

第7図はディーゼル機関の全体略図を示しており、機関20の両側に給気マニホールド21と排気マニホールド22が設けられ、排気マニホールド22には高圧力比の排気タービン送給機24のタービン部25が接続されている。タービン部25とコンプレッサ部26の間には調節バルブ41を介してEGR(排気ガス再循環)装置42が設けられ、

少量(例えば5~10%程度)の排気を調節して給気に再循環できるようになっている。

上記送給機24のコンプレッサ部26には小型のインタークーラ27が接続し、該インタークーラ27はターピン式の給気冷却システム30を介して給気マニホールド21に接続している。

給気冷却システム30内のエア経路中には、上流側から順に、給気を再度圧縮するためのコンプレッサ部31と、再度冷却するためのアフタークーラ35と、膨胀により給気を極低温に下げるためのエアターピン部32と、外部から大気を補充できる補助給気口37が接続されている。コンプレッサ部31とエアターピン部32はターピン軸33を介して連動接続しており、ターピン部32によりコンプレッサ部31を駆動するようになっている。補助給気口37には外部からの大気の導入のみを許す逆止弁38が設けられ、ターピン部32による給気の膨脹により負圧になった時に、外部から大気を補充する。

作動を説明する。第7図においてまず給気の流

れ及びその温度変化について説明すると、排気ターピン過給機24のコンプレッサ部26部には、外部から例えば略20℃の吸気が吸い込まれると共に、排気マニホールド22側からEGR装置42を介して少量の排気ガスが吸い込まれ、圧縮される。この圧縮により給気温度は略100℃に上昇する。またEGR装置42内では排気ガス中のカーボン成分は除去される。

コンプレッサ部26で圧縮された給気はインテラ27で40~50℃に冷却された後、給気冷却システム30に入る。給気冷却システム30内ではまずコンプレッサ部31で再圧縮されて、略100℃まで温度が上昇するが、アフタークーラ35で略40℃に冷却され、エアターピン部32において膨脹する。それにより給気圧力が低下すると同時に極めて低い温度(0~5℃)にまで給気温度は低下し、給気マニホールド21に供給される。

次に燃焼室内における変化を説明する。第1図のように上死点近傍における噴射初期においては、

弱い噴射圧で噴射される燃料噴霧Pは、テーパ内周面7に衝突し、一部がテーパ内周面7に付着すると共に、残りはテーパ内周面に沿って流れ、また前述のように給気温度が極低温になっていることにより、急激な燃焼が抑制され、NO_xの発生量が低下する。

第2図のようにクランク角10°付近までピストンが下降すると、燃料噴射圧は上昇し、火炎はテーパ内周面7から平面状底部9へとアール面8によりアールを描き、底部空間部(膨脹室)S内で膨脹しながら突起部10のアール面11へと流れる。そして継続して噴射される噴霧と共に底部空間部(膨脹室)Sで渦状の火炎運動を形成する。

第3図(クランク角20°付近)のように燃焼中期以降は、高圧噴射により噴射初期の付着したテーパ内周面の燃料を飛散させ、またテーパ内周面7の上端部と中央突起部10の上端部の間のしほり部分により火炎は急速に膨脹して強いスキッシュ流として燃焼室Sの外側へ噴出し、排気色が改善される。

第6図は排気色並びにNO_xの発生量の変化を示すグラフであり、実験で示すグラフA1は従来例、一点娘線で示すグラフA3は本発明による第1図の燃焼室、第8図の高圧噴射半制御噴射系並びに第7図の給気冷却システム及びEGR装置を備えた場合の変化を示している。また破線で示すグラフA2は、グラフA3の上記条件からEGR装置を外した場合の変化を示している。

(別の実施例)

(1) 第4図の仮想線で示すようにEGR装置42を給気マニホールド21と排気マニホールド22の間に直接架け渡す構造でもよい。

(2) 第7図は請求項2記載の2段過給方式を適用した例であり、高圧段用の排気ターピン過給機24に低圧段過給機50を付加している。両過給機24、50のターピン部51、25同志が排気管55を介して接続し、コンプレッサ部52、26同志がブレインターカーラ53を介して接続している。

これによると過給圧の増大により給気の圧力比

を上げ、給気冷却システム30のエアターピン部32の底限比を増大させて、極低温の給気の流量を増大させ、出力性能を一層向上させることができる。

また低圧段過給機50のターピン部51の入口にスクロール切換弁60を取り付けて、ターピン部51に入る排気の流通断面積を可変とすることもできる。即ちセンサー等により、給気マニホールド21の給気圧が低い時あるいは給気温度が高い時等を検知して、図示のようにスクロール弁60で排気管55を半分閉じることにより、排気の流速を上げてターピン回転を増大させ、給気量不足を補う。

(3) 第8図は2段過給方式を採用すると同時にEGR装置42も取り付けた例である。EGR装置42は低圧段過給機50のターピン部51とコンプレッサ部52の間に取り付けられているが、仮想線で示すように給気マニホールド21と排気マニホールド22の間に直接設けることも可能である。

(発明の効果)

以上説明したように本発明によると：

(1) 噴射初期においては高圧噴射率制御噴射系によって噴射圧及び噴射率が低く抑えらると共に、燃焼室内において噴霧Pがテーパー内周面7に衝突し、しかも燃焼の場合は給気冷却システム30によって極低温にされているので、確実な着火と共に初期燃焼が抑制され、それによりNO_xの生成量を減少させることができる。

(2) ピストン1の下降に従って燃料噴射圧は上昇し、火炎はテーパ内周面7から平面状底部9へとアーレ面8によりアーレを描き、底部空間部

(膨胀室) S 内で膨脹しながら突起部 10 のアーチ面 11 へと流れ。そして継続して噴射される噴霧と共に底部空間部(膨胀室) S で湯状の火炎流動を形成する。

そして燃焼中期以降は、高圧噴射により噴射初期の付着したテーパ内周面7の燃料を飛散させ、またテーパ内周面7の上端部と中央突起部10の上端部の間のしぶり部分により火炎は急速に膨張して強いスキッシュ流れとして燃焼室5の外側へ

噴出し、排氣色が改善される。

(3) 排気ターピン過給機24に低圧段過給機50を付加して2段過給とすることにより、過給圧の増大により給気の圧力比を上げ、給気冷却システム30のエアターピン部32の膨脹比を増大させることができる。従って極低温の給気の流量を増大させ、出力性能を一層向上させることができる。

(4) EGR装置を付加することにより、酸素濃度を低下させ、燃焼を緩慢にできるので、NO_xの発生量は一層低減する。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明を適用したディーゼル機関の燃焼室であって、噴射初期の状態を示す縦断面図、第2図～第3図はクランク角の増加に従った噴射状態の変化を順次示す縦断面図、第4図はディーゼル機関の全体略図、第5図は筒内圧、噴射圧、噴射率、平均ガス温度及び熱発生率の変化を示すグラフ、第6図はNO_xの変化並びに排気色の変化を示すグラフ、第7図は2段喷射方式を採用し

たディーゼル機関の全体略図、第8図は2段過給方式及びEGR装置を採用したディーゼル機関の全体略図、第9図及び第10図は従来例の燃焼室の縦断面略図、第11図は従来例のディーゼル機関の全体略図、第12図は従来の燃料割離噴射系による噴射圧及び噴射率のグラフである。1…ピストン、2…シリンダヘッド、3…燃料噴射弁、4…シリンダ、5…燃焼室、7…テーパー内周面、8…アール面、9…平面状底部、10…中央突起部、11…アール面、24…排気ターピン過給機、27…インタークーラ、30…給気冷却システム、31…アフタークーラ、32…膨脹用エアターピン、42…EGR装置、50…低圧段過給機、53…ブレインタークーラ

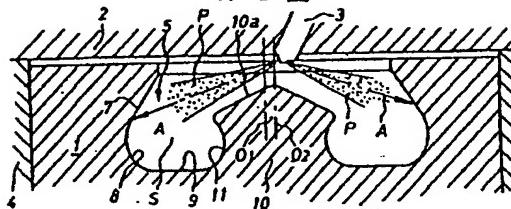
特許出願人・ヤンマーディーゼル株式会社

代理人
并理士大焱忠孝

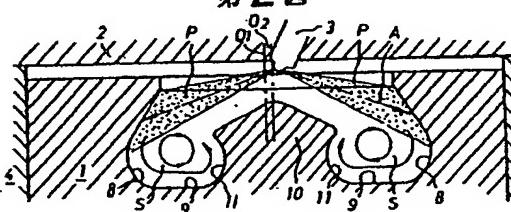


図面の修正(以下に変更を示す)

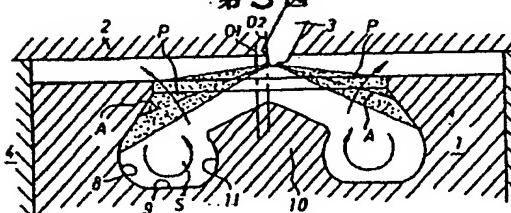
第1圖



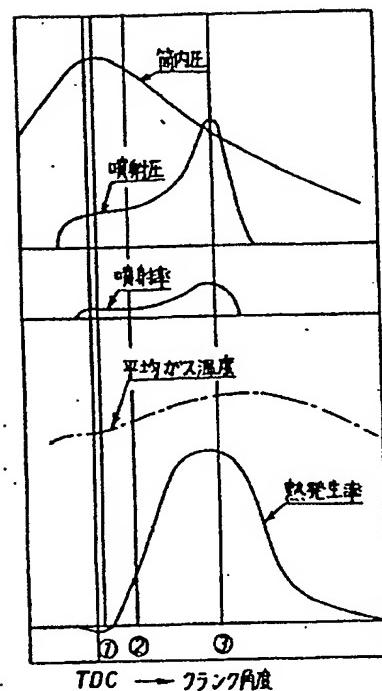
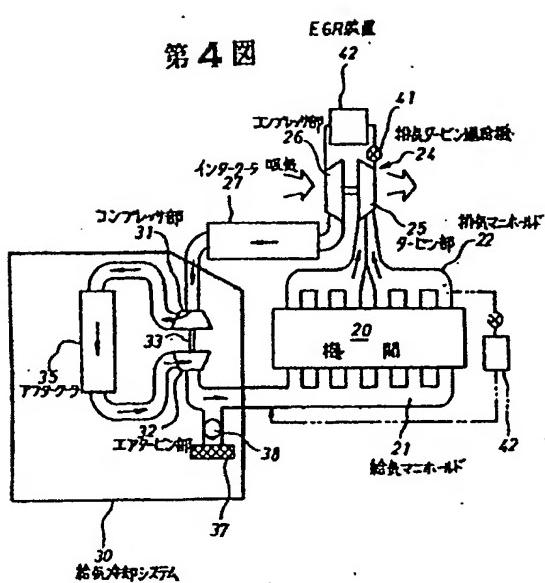
第2圖



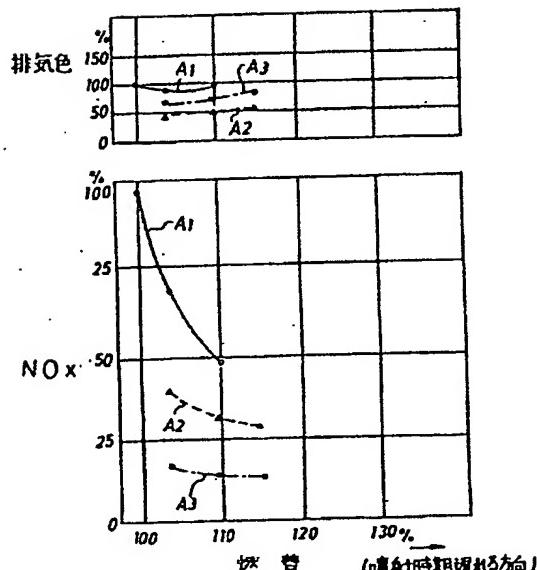
第三回



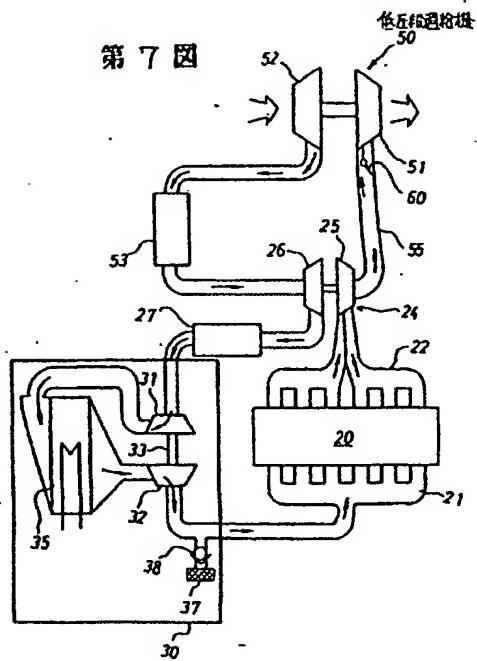
第5図



第6図



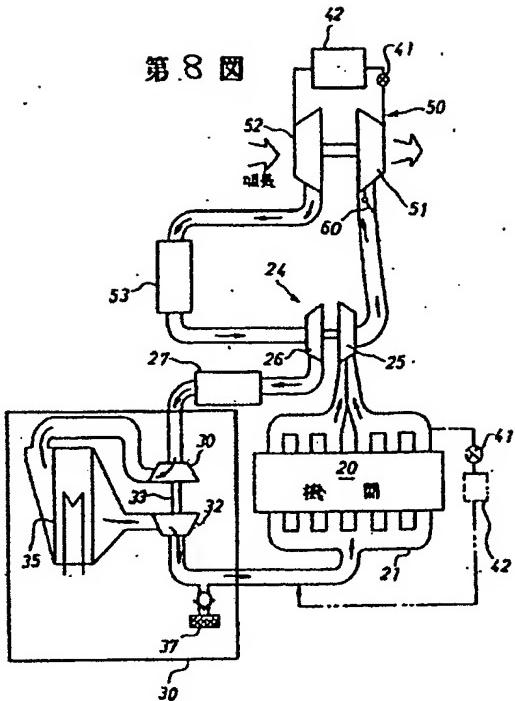
第7図



第9図



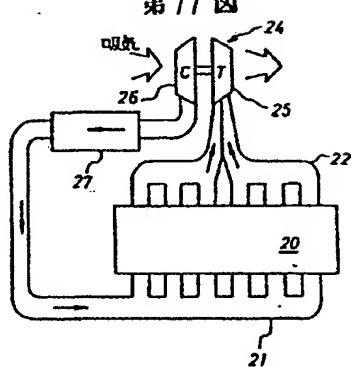
第8図



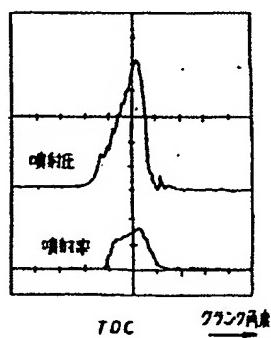
第10図



第11図



第12図



第1頁の続き

⑤Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号
F 02 B 29/04	T	6502-3G
F 02 D 41/38 43/00	B	9039-3G
	3 0 1 R	8109-3G
	3 0 1 G	8109-3G
F 02 M 25/07	5 7 0 D	8923-3G
	5 7 0 P	8923-3G

⑥発明者 吉川

滋

大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマーディーゼル株式会社内

手続補正書(方式)

平成2年9月6日

特許庁長官 署



1. 事件の表示

平成2年特許願 第134755号

2. 発明の名稱

直接噴射式内燃機関

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住所 大阪市北区茶屋町1番32号

名称 (678) ヤンマーディーゼル株式会社

代表者 代表取締役 山岡淳男

4. 代理人

住所 大阪市北区東天満2丁目9番4号

千代田ビル東館7階(番530)

電話 大阪 (06)353-1635番



氏名 (6525) 弁理士 大島忠孝

5. 補正命令の日付 (発送日) 平成2年8月28日

6. 補正の対象 図面

7. 補正の内容

方式審査

(1) 願書に最初に添付した図面を別紙の通りに
添付する(内容に変更なし)。

8. 添付書類の目録

図面(全図)

各1通

以上

-
- 19. Japan Patent Office (JP)
 - 12. Laid-open Patent Gazette (A)
 - 11. Laid-open Patent Application No. Hei 4-31653
 - 43. Disclosure Date: February 3, 1992
-

51.	Int. Cl. ⁵	ID Code	Agency Control No.	FI
	F 02 D 43/00	301 W	8109-3G	
	F 02 B 23/06	A	9039-3G	
		S	9039-3G	
	F 02 B 29/04	T	6502-3G	
	F 02 D 41/38	B	9039-3G	
	43/00	301 R	8109-3G	
		301 G	8109-3G	
	F 02 M 25/07	570 D	8923-3G	
		570 P	8923-3G	

Number of Claims: 3

Examination Not Requested Yet

Total 8 pages

- 54. Invention Title: Direct Injection Type Internal Combustion Engine
 - 21. Application No. Hei 2-134755
 - 22. Application Date: May 24, 1990
 - 72. Inventor: Toshiichi Imamori, Yanmar Diesel Engine Co., Ltd., 1-32 Chayamachi, Kita-ku, Osaka City, Osaka Prefecture
 - 72. Inventor: Ryoichi Ohashi, Yanmar Diesel Engine Co., Ltd., 1-32 Chayamachi, Kita-ku, Osaka City, Osaka Prefecture
 - 72. Inventor: Hitoshi Inaba, Yanmar Diesel Engine Co., Ltd., 1-32 Chayamachi, Kita-ku, Osaka City, Osaka Prefecture
 - 72. Inventor: Shigeru Yoshikawa, Yanmar Diesel Engine Co., Ltd., 1-32 Chayamachi, Kita-ku, Osaka City, Osaka Prefecture
 - 71. Applicant: Yanmar Diesel Engine Co., Ltd., 1-32 Chayamachi, Kita-ku, Osaka City, Osaka Prefecture
 - 74. Agent: Tadashi Omori, Patent Agent
-

SPECIFICATION

- 1. Title of Invention
Direct Injection Type Internal Combustion Engine
- 2. What Is Claimed Is:
 - (1) A direct injection type internal combustion engine comprising an exhaust turbine supercharger and intercooler, in which fuel is sprayed directly from a fuel injection valve into a combustion chamber formed in the top wall of a piston, comprising:

A high pressure injection rate control injection system that restrains the fuel injection rate and fuel injection pressure in the initial combustion stage near top dead center and increases them and makes high pressure in the middle and later combustion stages,

A combustion chamber whose inner peripheral surface is formed in a ring-shaped tapered surface that narrows at the top and has an arc surface formed at the bottom; an upward projection part whose upper surface is conical is formed in the center of the combustion chamber; an arc surface indented toward the projection part's center is formed in the peripheral surface of the projection part; the bottom end of this arc surface and the bottom arc surface of the inner peripheral tapered surface are joined by a planar ring-shaped bottom part; a flame expansion bottom space is ensured; it is arranged so that fuel collides with said tapered inner peripheral surface in the initial injection stage; injection pressure rises as the piston descends and a swirling flow is created in the bottom space; and

An air supply cooling system comprising a compressor that recompresses air supplied from said intercooler, an aftercooler that recools air supplied from the compressor, and an air turbine that expands air supplied from the aftercooler and supplies it to the air supply manifold and drives said compressor.

(2) The direct injection type internal combustion engine according to claim 1, wherein there is two-stage supercharging, with a low pressure stage supercharger and a preintercooler connected to the exhaust turbine supercharger.

(3) The direct injection type internal combustion engine according to claim 1, wherein an EGR device is attached to recirculate some of the exhaust gas to the air supply.

3. Detailed Description of the Invention

Industrial Field of Application

The present invention pertains to a direct injection type internal combustion engine comprising an exhaust turbine supercharger and intercooler, in which fuel is sprayed directly from a fuel injection valve into a combustion chamber formed in the top wall of a piston.

Prior Art

FIG. 11 shows the ordinary overall structure of this type of internal combustion engine. Inside the engine are an air supply manifold 21 and an exhaust manifold 22. The turbine 25 of an exhaust turbine supercharger 24 is connected to the exhaust manifold 22, and a compressor 26 is connected to the air supply manifold 21 via an intercooler 27. When the temperature of the intake air is about 20°C, for example, it is raised to about 100°C by being compressed by the supercharger 24's compressor 26, cooled to 40C~50°C by the intercooler 27, and supplied to the air supply manifold 21.

Examples of conventional combustion chambers are the toroidal type shown in FIG. 9 or the squished lip type with an inner peripheral tapered surface as shown in FIG. 10, etc. Means for restricting the spray of fuel into these combustion chambers have not been devised.

Also, in a conventional fuel control injection system, when the injection pressure becomes high as shown in FIG. 12 due to changes in the injection cam shape, the fuel

injection rate rises rapidly from the initial injection stage, so the injection amount increases all at once simultaneous with the fuel valve opening. If combustion occurs in this sort of state, after fuel injection starts, a large amount of fuel becomes micro particles due to high pressure during the ignition retardation period, and when ignition occurs, the fuel mixed with large amounts of air combusts all at once. The combustion field at this time has compressed air so pressure and temperature are high, and the oxygen concentration is the same as that of the reference air, so the flame temperature is very high and lots of NOx is discharged. That is, the problem occurs that the amount of NOx discharged in the initial combustion stage becomes large.

Object of the Invention

The object of the present invention is to increase the effect of reducing the NOx generated in the initial combustion stage by reducing the air supply temperature, by controlling the fuel injection rate and injection pressure, and by adjusting the shape of the combustion chamber; to improve air mixture formation by providing high pressure for fuel combustion pressure in the middle combustion stage and thereafter and by backsquish overflow, etc.; and to increase output performance and to reduce the creation of black smoke.

Technical Means for Achieving this Object

The present invention, in order to achieve the above-described object, comprises:

A fuel control injection system that restrains the fuel injection rate and fuel injection pressure in the initial combustion stage near top dead center and increases them and makes high pressure in the middle and later combustion stages,

A combustion chamber whose inner peripheral surface is formed in a ring-shaped tapered surface that narrows at the top and has an arc surface formed at the bottom; an upward projection part whose upper surface is conical is formed in the center of the combustion chamber; an arc surface indented toward the projection part's center is formed in the peripheral surface of the projection part; the bottom end of this arc surface and the bottom arc surface of the inner peripheral tapered surface are joined by a planar ring-shaped bottom part; a flame expansion bottom space is ensured; it is arranged so that fuel collides with the above-described tapered inner peripheral surface in the initial injection stage; injection pressure rises as the piston descends and a swirling flow is created in the bottom space; and

An air supply cooling system comprising a compressor that recompresses air supplied from the intercooler, an aftercooler that recools air supplied from the compressor, and an air turbine that expands air supplied from the aftercooler and supplies it to the air supply manifold and drives the above-described compressor.

Also, in order to increase output performance even more, there is two-stage supercharging, with a low pressure stage supercharger and a preintercooler connected to the exhaust turbine supercharger.

Also, in order to increase the NOx reduction effect even more, a recirculating EGR device is attached to recirculate some of the exhaust gas to the air supply.

Operation

The supplied air temperature is greatly reduced to 0~5°C by an air supply cooling system such as an air turbine, etc., and in the initial combustion stage when the pressure and temperature near the top dead center area are high, there is a small amount of injection due to a low injection rate and low injection pressure, and part of the spray is restrained by touching the inner peripheral tapered surface, thereby locally suppressing the hot flame temperature and amount around the initial spray. That is, the initial combustion is restrained, and that suppresses NOx creation.

As the piston descends the fuel injection pressure rises, and the flame flows to the central projection side while describing an arc from the tapered inner peripheral surface to the planar bottom part, and expands inside the space between the planar bottom part and the projection part's arc surface. The flow of air flowing into the combustion chamber at this time is aligned with the direction of progress of the spray after collision due to the action of the inner peripheral tapered surface and the central projection part's conical surface.

In the middle combustion stage and thereafter, fuel adhered to the tapered inner peripheral surface in the initial combustion stage is blown off by high pressure injection, and the flame quickly expands because of the narrow portion between the top end of the tapered inner peripheral surface and the top end of the central projection part and ejects to outside the combustion chamber; this improves the exhaust gas color.

Embodiment

First, to explain the shape of the combustion chamber, FIG. 1 shows a sectional view of a squished lip type combustion chamber in a direct injection type diesel engine employing the present invention. In FIG. 1, a fuel injection valve 3 is fixed to a cylinder head 2 at a slight incline; the bottom end nozzle of the fuel injection valve 3 is positioned at a position that is slightly offset from a cylinder 4's center line O1, and faces the interior of the cylinder 4 from above.

A disk-shaped combustion chamber 5 whose upper end is open is formed in the upper wall of a piston 1; it is centered on a center line O2 that is slightly offset toward the cylinder's center from the above-described fuel injection valve 3's nozzle. A ring-shaped inner peripheral surface 7 of the combustion chamber 5 is formed tapered so that top end narrows. The bottom portion of the tapered inner peripheral surface 7 passes through an arc surface 8 and becomes the combustion chamber's bottom wall 9.

The combustion chamber 5's bottom wall 9 is formed to be planar. A mushroom-shaped central projection part 10 that projects upward from the bottom wall 9 portion is formed in the center of the combustion chamber 5. An upper tip surface 10a of the projection part 10 is formed in a moderate cone shape centering on combustion chamber center line O2. The upper tip surface 10a of the projection part 10 is formed at a position slightly lower than the top surface of the piston 1. A ring-shaped arc surface 11 indented toward the combustion chamber's center is formed in the peripheral surface of the central projection part 10. The bottom end of the arc surface 11 smoothly becomes the above-described planar bottom part 9. A flame expansion bottom space S with a large volume is ensured by the arc surfaces 8 and 11 and the planar bottom part 9.

A plurality of orifices is formed at the tip nozzle of the fuel injection valve 3. They are set so that the direction of an imaginary centerline A of a spray P sprayed from

the orifices is nearly parallel to the upper surface of the projection, and in the initial injection stage a low pressure spray P collides with the tapered inner peripheral surface 7.

Next, to explain a high pressure injection rate control injection system, the injection rate and injection pressure are set as shown in FIG. 5 by changes in the height and shape, etc. of the cam face of an injection cam. That is, during the initial injection stage near top dead center, both the injection rate and injection pressure are kept low.

The injection rate and injection pressure increase during the middle stage of injection, and in the later injection stage, when the injection pressure becomes high, the injection rate also reaches a maximum.

FIG. 7 shows an overall schematic view of a diesel engine. The air supply manifold 21 and exhaust manifold 22 are provided at the sides of an engine 20. The turbine 25 of an exhaust turbine supercharger 24 with a high pressure ratio is connected to the exhaust manifold 22. An EGR (exhaust gas recirculation) device 42 is provided between the turbine 25 and compressor 26 with a control valve 41 interposed; it is able to regulate small amounts (for example, about 5~10%) of exhaust gas and recirculate it to the air supply.

A small intercooler 27 is connected to the supercharger 24's compressor 26; the intercooler 27 is connected to the air supply manifold 21 via a turbine-type air supply cooling system 30.

Connected in the air passage inside the air supply cooling system 30 are (in sequence from the upstream side) a compressor 31 for compressing the supplied air again, an aftercooler 35 for cooling again, an air turbine 32 for greatly lowering the temperature of the supplied air by expansion, and an auxiliary air supply port 37 that can provide the atmosphere from outside. The compressor 31 and air turbine are drive-linked by a turbine shaft 33; the compressor 31 is driven by the turbine 32. The auxiliary air supply port 37 is provided with a backflow prevention valve 38 that permits only introduction of air from outside; when the supplied air pressure becomes negative because of the turbine 32, air from outside is provided.

The operation shall be explained. First, to explain about the flow of supplied air. and its temperature changes in FIG. 7, air from outside at about 20°C for example is sucked in by the compressor 26 of the exhaust turbine supercharger 24, and a small amount of exhaust gas is sucked in from the exhaust manifold 22 side via the EGR device 42 and is compressed. The temperature of the supplied air rises to about 100°C because of this compression. Also, the carbon component in the exhaust gas is removed inside the EGR device 42.

The supplied air compressed by the compressor 26 is cooled to 40~50°C by the intercooler 27 and then put into the air supply cooling system 30. Inside the air supply cooling system 30 first [the air] is compressed again by the compressor 31, and its temperature rises to about 100°C, but it is cooled to about 40°C in the aftercooler 35 and expands in the air turbine 32. As a result, the supplied air pressure drops, and at the same time the supplied air temperature drops to an extremely low temperature (0~5°C), and it is supplied to the air supply manifold 21.

Next, changes inside the combustion chamber shall be explained. In the initial injection stage near top dead center as shown in FIG. 1, the fuel spray P that is sprayed at a weak injection pressure collides with the tapered inner peripheral surface 7; some of it adheres to the tapered inner peripheral surface 7 and the remainder flows along the

tapered inner peripheral surface. The supplied air temperature is very low as described previously, so rapid combustion is restrained and the amount of NO_x created is reduced.

When the crank angle is near 10°C and the piston descends as shown in FIG. 2, the fuel injection pressure rises and the flame describes an arc according to arc surface 8 from the tapered inner peripheral surface 7 to the planar bottom part 9, and flows to the arc surface 11 of the projection part 10 while expanding inside the bottom space (expansion chamber) S. Then a swirling flame flow is formed in the bottom space (expansion chamber) S together with the spray that continues to be injected.

In the middle combustion stage and thereafter as shown in FIG. 3 (near crank angle 20°) fuel adhered to the tapered inner peripheral surface in the initial injection stage is blown off by high-pressure injection, and the flame quickly expands because of the narrow portion between the top end of the tapered inner peripheral surface 7 and the top end of the central projection part 10 and ejects to outside the combustion chamber as a strong squished flow, and the exhaust gas color is improved.

FIG. 6 is a graph showing changes in exhaust gas color and the amount of NO_x created. Graph A1, indicated by a solid line, shows the change in a conventional example; graph A3, indicated by a broken line, shows the change when using the combustion chamber of FIG. 1, the high pressure injection rate control injection system of FIG. 8, and the air supply cooling system and EGR device of FIG. 7. Also, graph A2, indicated by a dashed line, shows the change when the EGR device is excluded from the above-described conditions for graph A3.

Alternate Embodiments

(1) It is also possible to structure matters so that the EGR device 42 directly bridges between the air supply manifold 21 and exhaust manifold 22 as indicated by the imaginary line in FIG. 4.

(2) FIG. 7 is an example of employing claim 2's two-stage supercharging system. A low pressure stage supercharger 50 is added to the exhaust turbine supercharger 24 for the high pressure stage. The turbines 51 and 25 of the superchargers 24 and 50 are connected via an exhaust pipe 55; the compressors 52 and 26 are connected via a preintercooler 53.

As a result, the pressure ratio of the supplied air is raised by the increase in supercharging pressure, the expansion ratio of the air turbine 32 in the air supply cooling system 30 is increased, the flow rate of very low temperature air is increased, and it is possible to increase output performance even more.

It is also possible to attach a scroll switching valve 60 to the inlet of the turbine 51 of the low pressure stage supercharger 50, making it possible to vary the flow cross-sectional area of exhaust gas entering the turbine 51. That is, a sensor or the like detects when the air supply manifold 21's air pressure is low or when the air temperature is high, etc. and the scroll valve 60 half-closes the exhaust pipe 55 as shown in the drawing, thereby increasing the exhaust's flow speed and making the turbine rotate faster and replenishing the insufficient air supply amount.

(3) FIG. 8 is an example in which the two-stage supercharging system is employed and the EGR device 42 is attached at the same time. The EGR device 42 is attached between the turbine 51 and the compressor 52 of the low pressure stage

supercharger 50, but it can also be directly provided between the air supply manifold 21 and exhaust manifold 22 as indicated by the imaginary line.

Effect of the Invention

As a result of the present invention as described above:

(1) Injection pressure and injection rate are kept low in the initial injection stage by a high pressure injection rate control injection system, and the spray P collides with the tapered inner peripheral surface 7 inside the combustion chamber; moreover, the combustion field is at a very low temperature due to the air supply cooling system 30, so initial combustion stage is restrained and has reliable ignition, so it is possible to reduce the amount of NOx created.

(2) Fuel injection pressure rises as the piston 1 descends, and the flame describes an arc according to arc surface 8 from the tapered inner peripheral surface 7 to the planar bottom part 9, and flows to the arc surface 11 of the projection part 10 while expanding inside the bottom space (expansion chamber) S. Then a swirling flame flow is formed in the bottom space (expansion chamber) S together with the spray that continues to be injected

In the middle combustion stage and thereafter, fuel adhered to the tapered inner peripheral surface 7 in the initial injection stage is blown off by high pressure injection, and the flame quickly expands because of the narrow portion between the top end of the tapered inner peripheral surface 7 and the top end of the central projection part 10 and ejects to outside the combustion chamber 5 as a strong squished flow, and the exhaust gas color is improved.

(3) Adding the low pressure supercharger 50 to the exhaust turbine supercharger 24 to provide two-stage supercharging increases the supplied air pressure ratio due to the increase in supercharging pressure, and makes it possible to increase the expansion ratio of the air turbine 32 in the air supply cooling system 30. Therefore the flow rate of very low temperature supplied air is increased, and it is possible to increase output performance even more.

(4) Attaching an EGR device reduces the oxygen concentration and moderates combustion, so the amount of NOx created is reduced even more.

4. Brief Description of the Drawings

FIG. 1 is a vertical sectional view of a combustion chamber in a diesel engine employing the present invention; it shows the initial injection period. FIG. 2 and FIG. 3 are vertical sectional views showing the sequence of changes in the injection state as the crank angle increases. FIG. 4 is an overall schematic view of a diesel engine. FIG. 5 is a graph showing changes in cylinder internal pressure, injection pressure, injection rate, average gas temperature, and heat generation ratio. FIG. 6 is a graph showing changes in NOx and changes in exhaust gas color. FIG. 7 is an overall schematic view of a diesel engine that uses a two-stage supercharging system. FIG. 8 is an overall schematic view of a diesel engine that uses a two-stage supercharging system and an EGR device. FIG. 9 and FIG. 10 are vertical sectional views of conventional combustion chambers. FIG. 11 is an overall schematic view of a conventional diesel engine. FIG. 12 is a graph showing injection pressure and injection rate in to a conventional fuel control injection system. 1 ... piston, 2 ... cylinder head, 3 ... fuel injection valve, 4 ... cylinder, 5 ... combustion

chamber, 7 ... tapered inner peripheral surface, 8 ... arc surface, 9 ... planar bottom part, 10 ... central projection part, 11 ... arc surface, 24 .. exhaust turbine supercharger, 27 ... intercooler, 30 ... air supply cooling system, 31 ... aftercooler, 32 ... air turbine for expansion, 42 ... EGR device, 50 ... low pressure stage supercharger, 53 ... preintercooler

Patent Applicant: Yanmar Diesel Engine Co., Ltd.

Agent: Tadashi Omori, Patent Agent [seal]

Clean copy of drawings (No change to contents)

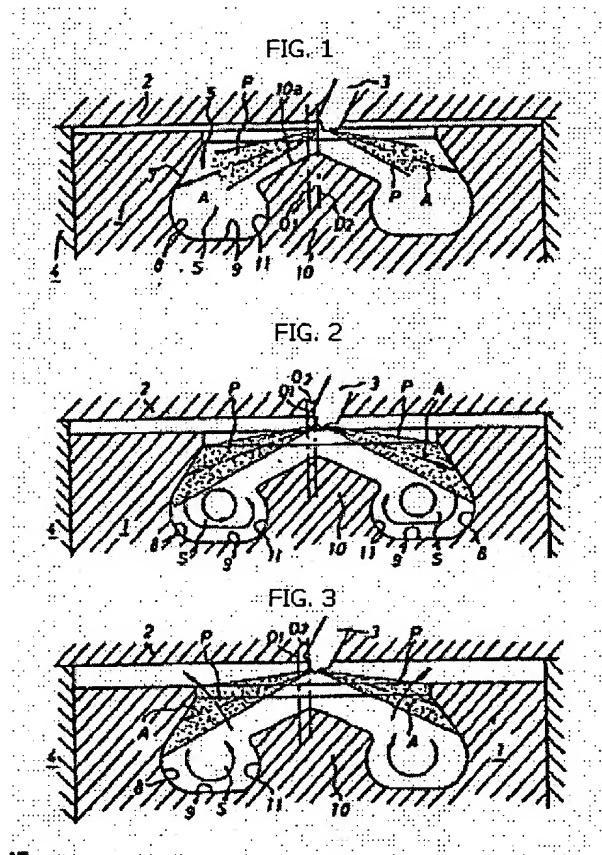


FIG. 4

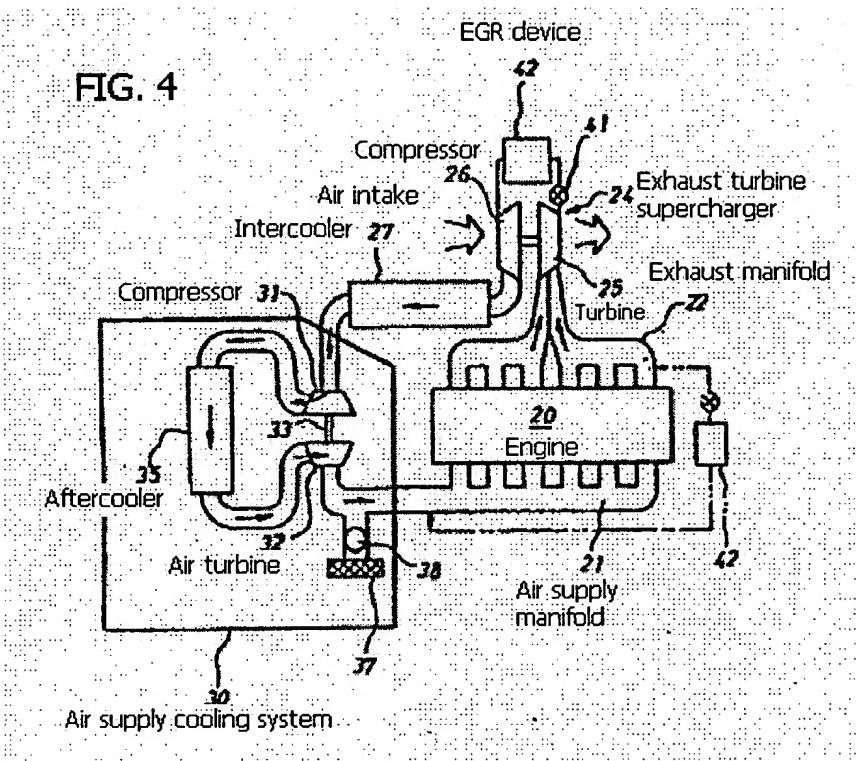


FIG. 5

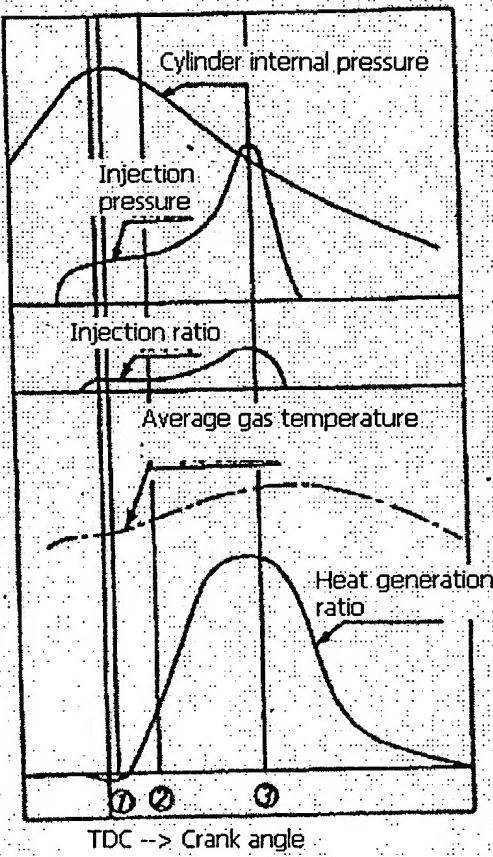
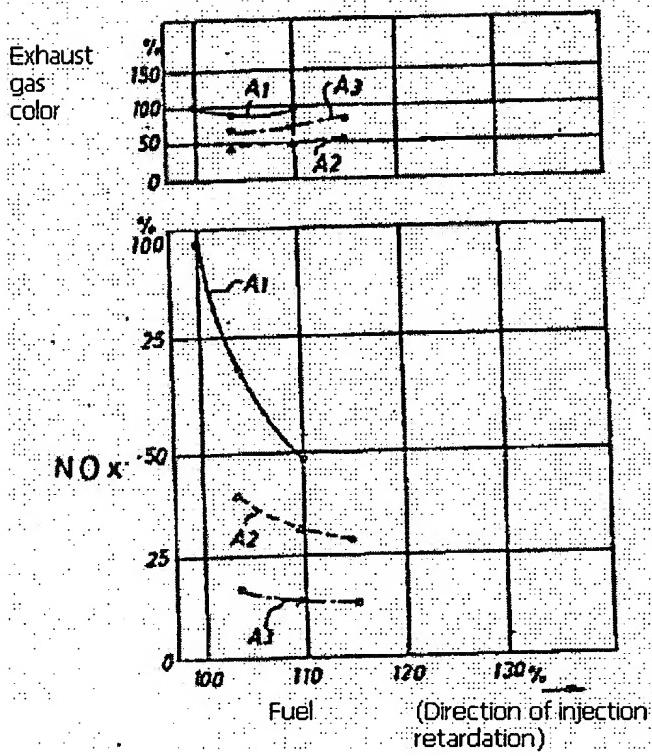


FIG. 6



Low pressure stage supercharger

FIG. 7

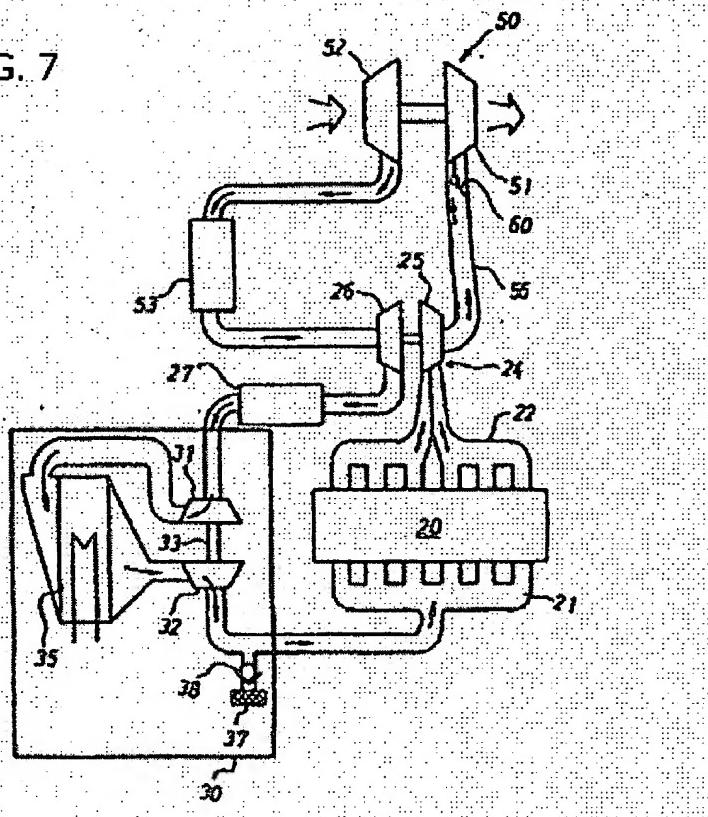


FIG. 8

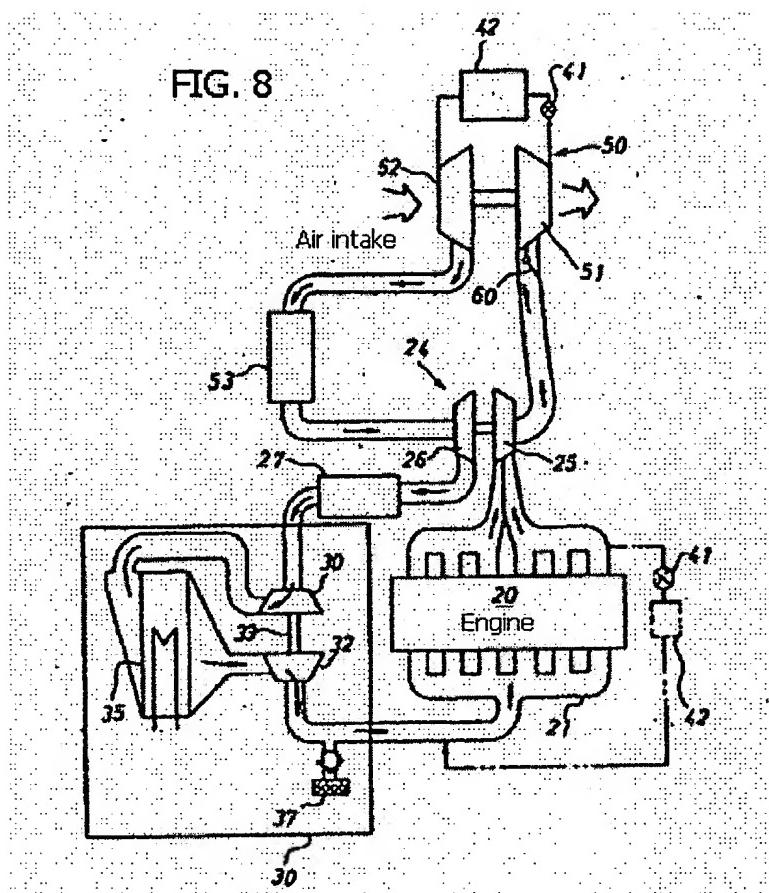


FIG. 9

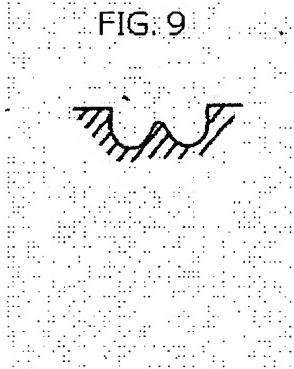


FIG. 10

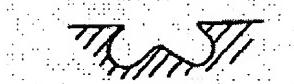


FIG. 11

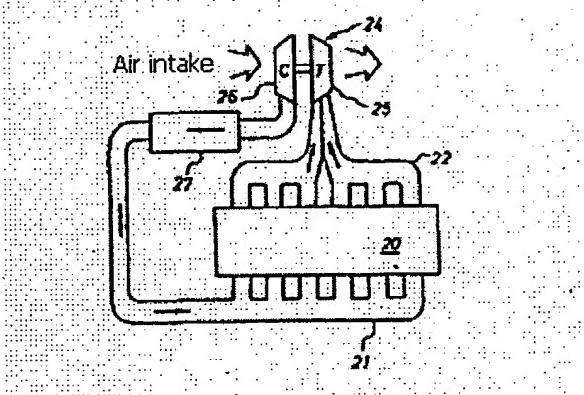
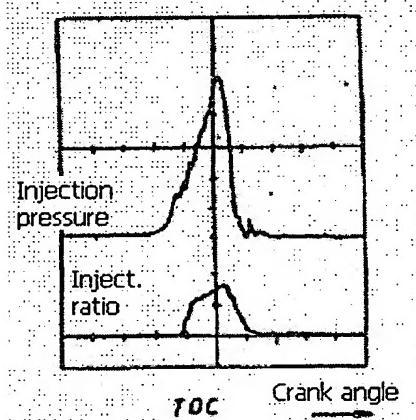


FIG. 12



AMENDMENT (Formal)

September 6, 1990

To: Commissioner, Japan Patent Office

1. Case Indicator
Laid-open Patent Application No. Hei 4-31653
2. Title of Invention:
Direct Injection Type Internal Combustion Engine
3. Amending Party:
Relationship to Case: Patent Applicant
Name: Yanmar Diesel Engine Co., Ltd. (678)
Address: 1-32 Chayamachi, Kita-ku, Osaka City
Representative: Toshio Yamaoka, Representative Director
4. Agent:
Name: Tadashi Omori, Patent Agent (6525) [seal]
Address: Chiyoda Building, East Wing, 7th Floor; 2-9-4 Higashi Amaya, Kita-ku,
Osaka City (530)
Phone: Osaka (06) 353-1635
5. Date of Amendment Order (Date Sent): August 28, 1990
6. Subject of Amendment: Drawings
7. Content of Amendment:
(1) Provide clean copy per attachment of drawings that were initially attached.
(No change to contents)
8. List of Attachments
Drawings (all drawings), 1 copy

The End